

①9 BUNDESREPUBLIK
DEUTSCHLAND



DEUTSCHES
PATENTAMT

⑫ Offenlegungsschrift
⑪ DE 37 12 656 A1

⑳ Aktenzeichen: P 37 12 656.3
㉑ Anmeldetag: 14. 4. 87
㉒ Offenlegungstag: 12. 11. 87

⑤ Int. Cl. 4:
F16F 13/00
// B60K 5/12

BEST AVAILABLE COPY

Verordnungsamt

DE 37 12 656 A1

③0 Unionspriorität: ③2 ③3 ③1

18.04.86 JP P 88340/86

⑦1 Anmelder:

Bridgestone Corp., Tokio/Tokyo, JP

⑦4 Vertreter:

Wuesthoff, F., Dr.-Ing.; Frhr. von Pechmann, E.,
Dipl.-Chem. Dr.rer.nat.; Behrens, D., Dr.-Ing.; Goetz,
R., Dipl.-Ing. Dipl.-Wirtsch.-Ing.; Hellfeld von, A.,
Dipl.-Phys. Dr.rer.nat., Pat.-Anw., 8000 München

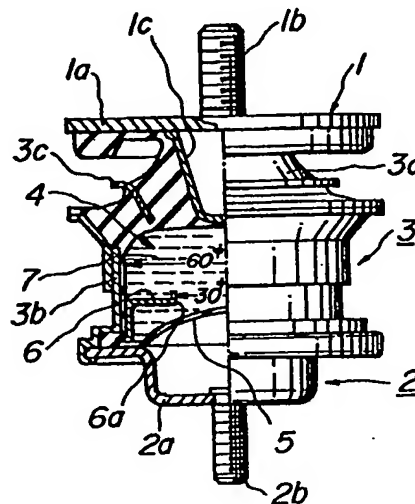
⑦2 Erfinder:

Kojima, Hiroshi, Yokohama, Kanagawa, JP

Prüfungsantrag gem. § 44 PatG ist gestellt

⑤4 Schwingungsdämpfer

Ein Schwingungsdämpfer hat zwei Gehäuseteile (1, 2), einen mit ihnen flüssigkeitsdicht verbundenen elastischen Block (3), eine zur Ausbildung einer geschlossenen Kammer (4) beitragende flexible Membrane (5), eine Trennwand (6), die in der geschlossenen Kammer (4) einen halsförmigen Abschnitt aufweist, und eine in die geschlossene Kammer (4) eingefüllte Flüssigkeit (7). Dieser Schwingungsdämpfer vermag Schwingungen hoher Frequenz und kleiner Amplitude in ausreichendem Maße dadurch aufzunehmen, daß die Resonanzfrequenz, die eine aus den Gehäuseteilen (1, 2), dem elastischen Block (3) und der Membrane (5) zusammengesetzte Baugruppe vor dem Einfüllen der Flüssigkeit (7) hat, gleich gewählt ist mit der Frequenz, bei welcher die dynamische Federsteife von Flüssigkeit (7) in einem Durchlaß (6a) der Trennwand (6) so klein wie möglich ist.



DE 37 12 656 A1

Schwingungsdämpfer mit zwei Gehäuseteilen, von denen das eine an die schwingungsübertragende, das andere an die schwingungsaufnehmende Seite angeschlossen ist, einem zwischen den Gehäuseteilen angeordneten und mit ihnen flüssigkeitsdicht verbundenen, ungefähr zylindrischen elastischen Block, einer flexiblen Membrane, die mit ihrem Umfangsabschnitt an einem der Gehäuseteile befestigt ist und zur Ausbildung einer geschlossenen Kammer beiträgt, einer Trennwand, die mit ihrem Umfangsabschnitt an einem der Gehäuseteile befestigt ist und in der geschlossenen Kammer einen halsförmigen Abschnitt aufweist, und einer in die geschlossene Kammer eingefüllten Flüssigkeit, dadurch gekennzeichnet, daß die Resonanzfrequenz, die eine aus dem elastischen Block (3; 13; 23), den Gehäuseteilen (1, 2; 11, 12; 21, 22) und der flexiblen Membrane (5; 24c) gebildete Baugruppe vor dem Einfüllen der Flüssigkeit (7) hat, im wesentlichen gleich mit der Frequenz gewählt ist, bei welcher nach dem Einfüllen der Flüssigkeit (7) deren dynamische Federsteife in einem Durchlaß (6a; 24a) der Trennwand (6; 24b) bei Schwingungen kleiner Amplitude so klein wie möglich ist.

Beschreibung

Die Erfindung betrifft einen Schwingungsdämpfer, der insbesondere Schwingungen hoher Frequenz und kleiner Amplitude in ausreichendem Maße und wirkungsvoll aufzunehmen vermag.

Es ist beispielsweise aus der Japanischen Offenlegungsschrift Nr. 47-12 161 ein zur Motoraufhängung benutzter Schwingungsdämpfer bekannt, der zwei Gehäuseteile hat, von denen eines mit der schwingungsübertragenden, das andere mit der schwingungsaufnehmenden Seite verbunden ist, einen zwischen den beiden Gehäuseteilen flüssigkeitsdicht angeordneten ungefähr zylindrischen, elastischen Block, eine zur Ausbildung einer geschlossenen Kammer beitragende flexible Membrane, eine Trennwand, die in der geschlossenen Kammer einen halsförmigen Abschnitt aufweist und wie die Membrane mit ihrem Umfangsrand an einem der Gehäuseteile befestigt ist, und eine in die geschlossene Kammer eingefüllte Flüssigkeit. Im allgemeinen kann dieser Schwingungsdämpfer Schwingungen niedriger Frequenz von weniger als 100 Hz und großer Amplitude von nicht weniger als $\pm 0,05$ mm wirkungsvoll dämpfen.

Wenn auf einen solchen herkömmlichen Schwingungsdämpfer Schwingungen kleiner Amplitude von z.B. etwa $\pm 0,01$ mm übertragen werden, ändert sich eine dynamische Federkennung, dargestellt als das Verhältnis von dynamischer Federkonstante (k_d) zur statischen Federkonstante (k_s), in Übereinstimmung mit der Frequenzänderung (sh. Fig. 7). Insbesondere ändert sich die dynamische Federkennung bei hohen Frequenzen nicht unter 200 Hz im Bereich zwischen 4 und 11. Wenn daher der vorstehend beschriebene Schwingungsdämpfer zur Motoraufhängung benutzt wird, kann die bei einer Motoraufhängung erforderliche Dämpfung von Schwingungen hoher Frequenz und kleiner Amplitude nicht vollständig erfüllt werden.

Bei einem zur Motoraufhängung verwendeten Schwingungsdämpfer muß nämlich die dynamische Federkennung bei Schwingungen hoher Frequenz von 100 bis 800 Hz und kleiner Amplitude etwa 2 betragen, da-

mit die Übertragung von Motorschwingungen auf das Fahrzeug-Fahrgestell in ausreichendem Maße verhindert wird. Der vorstehend beschriebene herkömmliche Schwingungsdämpfer kann jedoch eine derartige dynamische Federkennung ganz und gar nicht erreichen und vermag die Übertragung von Motorschwingungen auf das Fahrzeug-Fahrgestell nicht wirkungsvoll zu verhindern.

Daß die obere Grenze der Schwingungsfrequenz hier bei 800 Hz liegt, ist damit begründet, daß ungeachtet des für die dynamische Federkennung erreichten niedrigen Wertes eine ausreichende Geräuschkämpfung bei Frequenzen über 800 Hz nicht möglich ist, weil der Anteil an Körperschall an den durch Motorschwingungen entstehenden Innengeräuschen bei Annäherung an eine Frequenz von etwa 800 Hz rasch abfällt, wogegen der Anteil von Luftschall im Frequenzbereich über 800 Hz in beträchtlichem Maße zunimmt.

Der Erfindung liegt daher die Aufgabe zugrunde, die vorstehend für den Stand der Technik beschriebenen Schwierigkeiten in vorteilhafter Weise zu überwinden und einen Schwingungsdämpfer zu schaffen, der durch die Wahl einer entsprechenden Trennwand, an der in einer geschlossenen Kammer ein halsförmiger Abschnitt ausgebildet ist, insbesondere durch die Wahl eines Durchlasses darin, in die Lage versetzt ist, bei Schwingungen hoher Frequenz von 100 bis 800 Hz mit einer dynamischen Federkennung von etwa 2 zu arbeiten.

Die Erfindung beruht darauf, daß der größte Wert der dynamischen Federkennung beim herkömmlichen Schwingungsdämpfer beträchtlich verkleinert werden kann, wenn für eine Flüssigkeit, die nach ihrem Einfüllen in den Schwingungsdämpfer in einem Durchlaß der Trennwand steht, eine zweckdienliche Resonanzfrequenz gewählt wird. Folglich kann die Frequenz, die in Verbindung mit der Resonanzfrequenz, welche eine aus einem elastischen Block, Gehäuseteilen und einer flexiblen Membrane zusammengesetzte Baugruppe vor dem Einfüllen der Flüssigkeit hat, eine kleinstmögliche dynamische Federkennung der Flüssigkeit erzeugt, insbesondere die dynamische Federkennung bei hohen Frequenzen im Bereich von 100 bis 800 Hz, mit Vorteil herabgesetzt werden.

Mit anderen Worten, der Schwingungsdämpfer ist erfindungsgemäß dahingehend verbessert, daß die Resonanzfrequenz, die eine aus einem elastischen Block, zwei mit diesem flüssigkeitsdicht verbundenen Gehäuseteilen und einer zur Ausbildung einer geschlossenen Kammer beitragenden flexiblen Membrane zusammengesetzte Baugruppe vor dem Einfüllen einer Flüssigkeit hat, ungefähr gleich mit einer Frequenz gewählt ist, bei der nach dem Einfüllen der Flüssigkeit die dynamische Federkennung von Flüssigkeit in einem Durchlaß einer Trennwand bei Schwingungen kleiner Amplitude so klein wie möglich ist.

Mehrere Ausführungsbeispiele der Erfindung werden im folgenden anhand schematischer Zeichnungen näher erläutert. Es zeigt:

Fig. 1 einen axialen Teilschnitt einer ersten Ausführungsform des Schwingungsdämpfers,

Fig. 2 ein Diagramm mit der Kurve einer dynamischen Federkennung zwischen einem elastischen Block und einem Gehäuseteil,

Fig. 3 ein Diagramm mit der Kurve einer dynamischen Federkennung in einer Flüssigkeit in einem Durchlaß einer Trennwand,

Fig. 4 ein Diagramm mit einer dynamischen Feder-

kennkurve für den Schwingungsdämpfer gemäß Fig. 1,

Fig. 5 einen axialen Schnitt durch eine andere Ausführungsform des Schwingungsdämpfers,

Fig. 6 axiale Schnitte durch weitere Ausführungsformen des Schwingungsdämpfers, und

Fig. 7 ein Diagramm mit einer dynamischen Federkennkurve für den herkömmlichen Schwingungsdämpfer.

Bei dem Schwingungsdämpfer gemäß der Erfindung wird der größte Wert der dynamischen Federkennung, der bei der Resonanzfrequenz der Baugruppe auftritt, durch die Resonanz der Flüssigkeit im Durchlaß der Trennwand wirkungsvoll unterdrückt, und die dynamische Federkennung des Schwingungsdämpfers wird auch bei anderen Frequenzen als der genannten Resonanzfrequenz durch die Wirkung der Flüssigkeit im Durchlaß ausreichend herabgesetzt, derart daß die dynamische Federkennung des Schwingungsdämpfers bei Schwingungen von 100 bis 800 Hz und kleinen Amplituden auf etwa 2 oder weniger verringert ist. Folglich kann die Übertragung von im vorgenannten Frequenzbereich liegenden Motorschwingungen auf das Fahrzeug-Fahrgestell und folglich in den Aufbau-Innenraum wirkungsvoll verhindert werden.

Bei der in Fig. 1 dargestellten Ausführungsform hat der Schwingungsdämpfer Gehäuseteile 1 und 2, von denen eines mit der schwingungsübertragenden, das andere mit der schwingungsaufnehmenden Seite verbunden ist. Zwischen den Gehäuseteilen 1 und 2 ist ein ungefähr zylindrischer elastischer Block 3 angeordnet und mit ihnen flüssigkeitsdicht verbunden.

Das an die schwingungsübertragende Seite angeschlossene Gehäuseteil 1 umfaßt eine scheibenförmige Platte 1a, einen auf der Oberseite der Platte 1a befestigten Befestigungsbolzen 1b und ein auf der Unterseite der Platte 1a befestigtes becherförmiges Bauteil 1c. Das mit der schwingungsaufnehmenden Seite verbundene Gehäuseteil 2 umfaßt ein topfförmiges Bauteil 2a mit einem nach unten herausragenden Mittelteil und einen auf der Unterseite des Bauteils 2a befestigten und nach unten ragenden Befestigungsbolzen 2b.

Der elastische Block 3 umfaßt ein ungefähr kegelförmiges elastisches Bauteil 3a, das mit der Unterseite der Platte 1a und der Außenumfangsfläche des becherförmigen Bauteils 1c im Gehäuseteil 1 durch Vulkanisieren o.dgl. verbunden ist, und ein ungefähr zylindrisches Rumpfteile 3b, welches mit dem unteren Endabschnitt des Bauteils 3a durch Vulkanisieren o.dgl. verbunden ist. Das Rumpfteile 3b kann aus Metall o.dgl. sein und ist mit dem Gehäuseteil 2 flüssigkeitsdicht verbunden, z.B. durch Verstemmen seines unteren Endabschnitts mit dem Außenumfang des Flansches vom topfförmigen Bauteil 2a.

In das Bauteil 3a kann ferner gemäß Fig. 1 ein Verstärkungsring 3c eingebettet sein.

Beim Verstemmen des Rumpfteils 3b mit dem Bauteil 2a werden Umfangsabschnitte einer flexiblen Membrane 5, die zusammen mit dem Block 3 zur Ausbildung einer geschlossenen Kammer 4 beiträgt, und einer Trennwand 6, welche in der Kammer 4 einen halsförmigen Abschnitt aufweist, zwischen dem Flansch des Bauteils 2a und dem unteren Endabschnitt des Rumpfteils 3b festgeklemmt. Die Kammer 4 ist vollständig mit einer Flüssigkeit 7 von einer bestimmten Viskosität gefüllt.

In der Trennwand 6 ist an einer bestimmten Stelle, z.B. in ihrem Mittelabschnitt, ein Durchlaß 6a ausgebildet, durch den die Flüssigkeit 7 hindurchströmen kann. Die Größe des Durchlasses 6a wird in Verbindung mit

der Resonanzfrequenz einer Baugruppe mit den Gehäuseteilen 1 und 2, dem Block 3 und der Membrane 5 folgendermaßen bestimmt.

Zuerst wird die Resonanzfrequenz der Baugruppe gemessen, die aus den Gehäuseteilen 1 und 2, dem Block 3 und der Membrane 5, welche bestimmte Abmessungen haben, zusammengesetzt ist. Dazu wird die Baugruppe vor dem Einfüllen der Flüssigkeit 7 in Schwingungen kleiner Amplitude von nicht mehr als $\pm 0,05$ mm versetzt.

In Fig. 2 ist die Beziehung zwischen Schwingungsfrequenz und dynamischer Federkennung dargestellt, die besteht, wenn die Baugruppe mit einem elastischen Block 3 von etwa 60 mm Innendurchmesser in Schwingungen mit einer Amplitude von $\pm 0,01$ mm versetzt ist. Es ist zu erkennen, daß die Resonanzfrequenz der Baugruppe 500 Hz beträgt, was dem größten Wert der dynamischen Federkennung entspricht.

Zur einwandfreien Bestimmung der an der Baugruppe befestigten Trennwand 6 wird nach dem Einfüllen der Flüssigkeit 7 die dynamische Federkennung von Flüssigkeit im Durchlaß 6a der Trennwand 6 gemessen, woraus die Frequenz abgeleitet wird, bei der die dynamische Federkennung so klein wie möglich ist.

Gemäß Fig. 3 wird die Kurve der dynamischen Federkennung von Flüssigkeit im Durchlaß 6a mit zunehmender Querschnittsfläche des Durchlasses 6a und z.B. gleichbleibender Länge desselben in Richtung der höheren Frequenzen parallelverschoben. Daher kann eine Änderung der Frequenz, bei der die dynamische Federkennung so klein wie möglich ist, auf einfache Weise durch Ändern der Querschnittsfläche des Durchlasses 6a erzielt werden. Andererseits kann bei gleichbleibender Querschnittsfläche des Durchlasses 6a die Frequenz, bei der die dynamische Federkennung so klein wie möglich ist, nur durch eine Änderung der Länge des Durchlasses 6a erreicht werden. In diesem Falle wird der kleinste Wert umso mehr in Richtung der höheren Frequenzen verschoben, je kleiner die Länge ist.

Gemäß Fig. 3 sind die Resonanzfrequenzen der dynamischen Federkennkurven durch Frequenzen in Punkten R_1 , R_2 und R_3 , die ungefähr in der Mitte der ansteigenden Kurvenabschnitte gelegen sind, dargestellt.

Die Trennwand 6 wird so gewählt, daß die Frequenz, bei der die dynamische Federkennung von Flüssigkeit 7 im Durchlaß 6a bei Schwingungen kleiner Amplitude so klein wie möglich ist, ungefähr gleich ist mit der Resonanzfrequenz der beschriebenen Baugruppe bei denselben Schwingungen.

Das Diagramm in Fig. 4 zeigt die dynamische Federkennkurve für einen Schwingungsdämpfer, bei dem die Baugruppe mit der in Fig. 2 dargestellten dynamischen Federkennkurve mit einer Trennwand 6 kombiniert ist, die einen Durchlaß 6a von etwa 30 mm Durchmesser hat und bei Frequenzen von 500 Hz und einer Amplitude von $\pm 0,01$ mm eine kleinstmögliche dynamische Federkennung für Flüssigkeit im Durchlaß 6a erzeugt. Dieses Diagramm macht deutlich, daß der Spitzenwert im Diagramm der Fig. 2 völlig beseitigt werden kann, hauptsächlich durch die Resonanz von Flüssigkeit 7 im Durchlaß 6a, ferner, daß die dynamische Federkennung des Schwingungsdämpfers selbst bei hohen Frequenzen im Bereich von 100 bis 800 Hz auf etwa 2 oder weniger reduziert werden kann.

Bei Verwendung des Schwingungsdämpfers gemäß der vorstehend beschriebenen Ausführungsform zur Motoraufhängung kann daher die Übertragung von Motorschwingungen auf das Fahrzeug-Fahrgestell wir-

kungsvoll verhindert und die Innengeräusche dadurch ausreichend gemildert werden.

Bei der in Fig. 1 dargestellten Ausführungsform ist es möglich, zwischen einer vom Bauteil 2a des Gehäuseteils 2 und der Membrane 5 begrenzten Luftkammer und der Atmosphäre über eine in das Bauteil 2a eingearbeitete Öffnung eine Verbindung herzustellen. In diesem Falle kann die Trennwand 6 ausgehend von der Resonanzfrequenz der aus den Gehäuseteilen 1 und 2 und dem elastischen Block 3 zusammengesetzten Baugruppe bestimmt werden.

Der in Fig. 5 dargestellte Schwingungsdämpfer gemäß einer zweiten Ausführungsform hat ein an die schwingungsübertragende Seite angeschlossenenes Gehäuseteil 11, das ein topfförmiges Bauteil 11a und einen auf dessen Oberseite befestigten Befestigungsbolzen 11b umfaßt, und ein Gehäuseteil 12, welches an die schwingungsaufnehmende Seite angeschlossen ist und eine scheibenförmige Platte 12a und einen auf deren Unterseite befestigten Befestigungsbolzen 12b umfaßt. Ein elastischer Block 13 umfaßt ein mit einem Boden ausgebildetes zylindrisches, elastisches Bauteil 13a, welches mit seinem Boden an die Platte 12a durch Vulkanisieren o.dgl. angeklebt ist, einen starren Flansch 13b, der mit der oberen End- bzw. Stirnfläche des Bauteils 13a verbunden ist, und einen in das Bauteil 13a eingebetteten Verstärkungsring 13c. Die Außenumfangsabscitte der flexiblen Membrane 5 und der Trennwand 6 sind zwischen dem Flansch 13b des Blocks 13 und dem Bauteil 11a angeordnet und mit ihnen fest verschraubt.

Wenn bei dieser zweiten Ausführungsform die Frequenz, bei der die dynamische Federkennung von Flüssigkeit im Durchlaß 6a der Trennwand 6 so klein wie möglich ist, in der vorstehend beschriebenen Weise in Verbindung mit der Resonanzfrequenz der aus den Gehäuseteilen 11 und 12, dem Block 13 und der Membrane 5 zusammengesetzten Baugruppe bestimmt wird, kann die dynamische Federkennung des Schwingungsdämpfers wie bei der ersten Ausführungsform beträchtlich herabgesetzt werden.

Fig. 6a und 6b zeigen weitere Ausführungsformen des Schwingungsdämpfers, die auch bei Schwingungen niedriger Frequenz bis zu etwa 50 Hz und großer Amplitude ausreichende schwingungsdämpfende Eigenschaften entwickeln können. Bei diesen Ausführungsformen umfaßt der Schwingungsdämpfer ein Gehäuseteil 21 mit einem umgekehrt kegelförmigen, hohlen Bauteil 21a und einem Befestigungsbolzen 21b, einen elastischen Block 23 aus einem ungefähr kegelförmigen hohlen, elastischen Bauteil 23a, welches mit dem Gehäuseteil 21 verbunden ist, und einem unteren Rumpfteile 23b, und ein am unteren Endabschnitt des Rumpfteils 23b durch Verstemmen befestigtes Gehäuseteil 22 mit einem schüsselförmigen Bauteil 22a und einem Befestigungsbolzen 22b. Beim Befestigen des unteren Endabschnitts vom Rumpfteile 23b am Gehäuseteil 22 werden die flexible Membrane 5, die Trennwand 6 und ein schwingungsdämpfender Mechanismus 24 zwischen dem Rumpfteile 23b und dem Bauteil 22a angeordnet und an ihnen befestigt.

Gemäß Fig. 6a umfaßt der schwingungsdämpfende Mechanismus 24 einen verengten Durchlaß 24a und eine starre Platte 24b, die in bezug auf den Durchlaß 24a auf- und abbewegbar ist, aber dabei die größte Amplitude auf einen bestimmten Wert begrenzt. Bei einem solchen schwingungsdämpfenden Mechanismus 24 geschieht die Aufnahme von Schwingungsenergie durch den Durchlaß 24a oder die Schwingungsdämpfung bei

Schwingungen niedriger Frequenz und großer Amplitude durch Auf- und Abbewegen der Platte 24b, wobei Flüssigkeitsströmung durch den Durchlaß 24a ermöglicht wird, wogegen Schwingungen, die von der Hin- und Herbewegung der Platte 24b herrühren, bei hoher Frequenz und kleiner Amplitude aufgenommen werden, ohne daß Flüssigkeit durch den Durchlaß 24a strömt.

Die Hin- und Herbewegung der starren Platte 24b bei Schwingungen hoher Frequenz und kleiner Amplitude verhindert wirkungsvoll einen Druckanstieg in der von der Trennwand 6 und dem Mechanismus 24 begrenzten Flüssigkeitskammer, derart daß die Flüssigkeit nach wie vor durch den Durchlaß 6a strömen kann und das Mitschwingen der Flüssigkeit im Durchlaß wie bei der ersten Ausführungsform bei Schwingungen hoher Frequenz und kleiner Amplitude in ausreichendem Maße ermöglicht wird, so daß die dynamische Federkennung weitgehend reduziert werden kann.

Damit durch eine wirkungsvolle Ausnutzung der Hin- und Herbewegung der Platte 24b die Funktion des Durchlasses 6a in ausreichendem Maße zur Wirkung kommt, muß der wirksame Durchmesser der Platte 24b größer sein als der Durchmesser des Durchlasses 6a, um bei einer Frequenz unter der Schwingungsfrequenz, die zum Verstopfen des Durchlasses 6a führt, keine Hin- und Herbewegung der Platte 24b zu verhindern.

Der in Fig. 6b dargestellte schwingungsdämpfende Mechanismus 24 umfaßt einen verengten Durchlaß 24a, ein Paar Membranen 24c aus Kautschuk, die direkt oder indirekt mit der Ober- und der Unterseite von Umfangsabscitten des Durchlasses 24a verbunden sind, eine zwischen den Membranen 24c angeordnete perforierte, starre Platte 24d, und ein Gas oder eine Flüssigkeit, das bzw. die in den zwischen den Membranen 24c gebildeten Raum eingefüllt ist.

Wie die Ausführungsform gemäß Fig. 6a dämpft der Mechanismus 24 Schwingungen niedriger Frequenz und großer Amplitude in wirkungsvoller Weise, wogegen die Membranen 24c Schwingungen hoher Frequenz und kleiner Amplitude durch Verformung infolge des Druckunterschiedes auf ihrer Ober- und Unterseite aufnehmen, ähnlich der Platte 24b gemäß Fig. 6a, und zu einer starken Reduzierung der dynamischen Federkennung des Schwingungsdämpfers beitragen.

Die Erfindung ermöglicht also bei Schwingungen hoher Frequenz und kleiner Amplitude eine Reduzierung der dynamischen Federkennung des Schwingungsdämpfers auf einen Wert von etwa 2 oder kleiner durch Wahl einer entsprechenden Trennwand, insbesondere der Querschnittsfläche und/oder der Länge ihres Durchlasses, so daß bei Verwendung dieses Schwingungsdämpfers zur Motoraufhängung die Übertragung von Motorschwingungen über feste Bauteile in den Aufbau-Innenraum verhindert werden kann, um Schwingungen und Geräusche im Aufbau-Innenraum in ausreichendem Maße herabzusetzen.

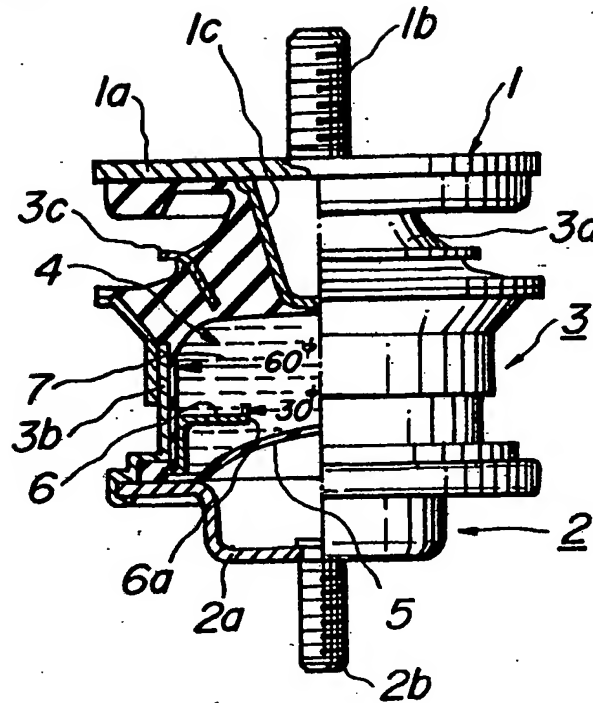
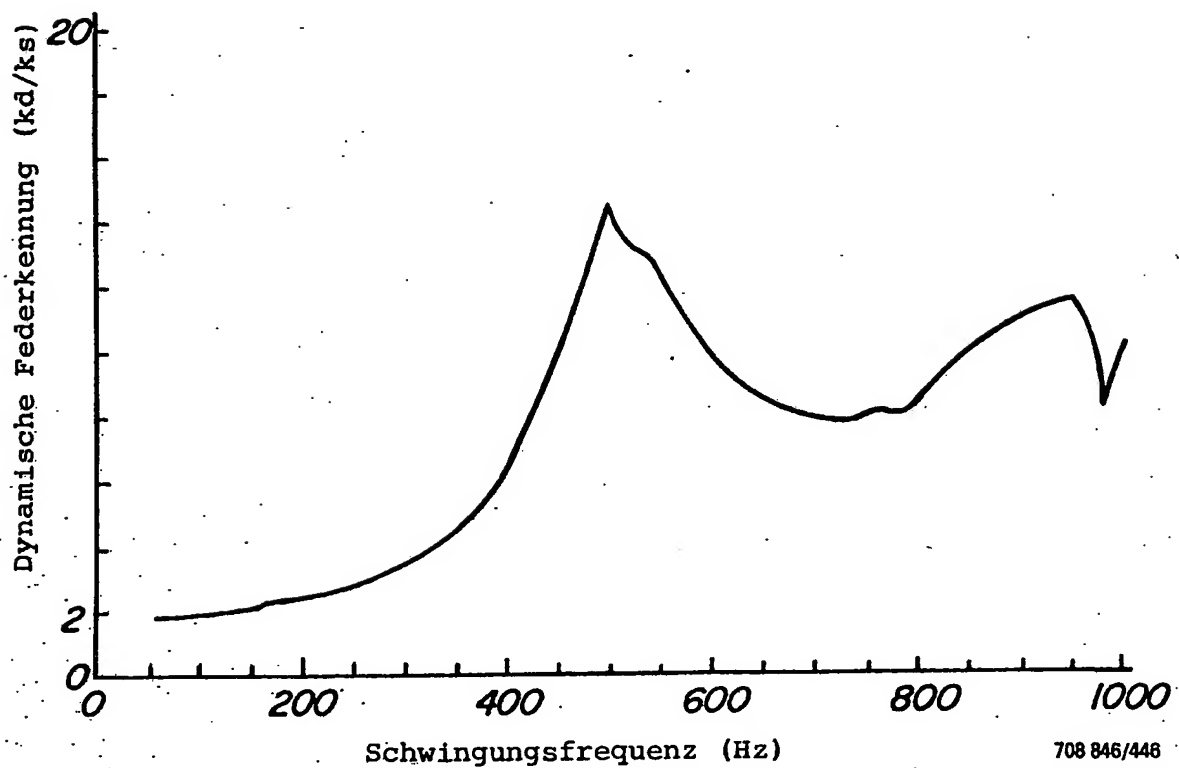
FIG. 1**FIG. 2**

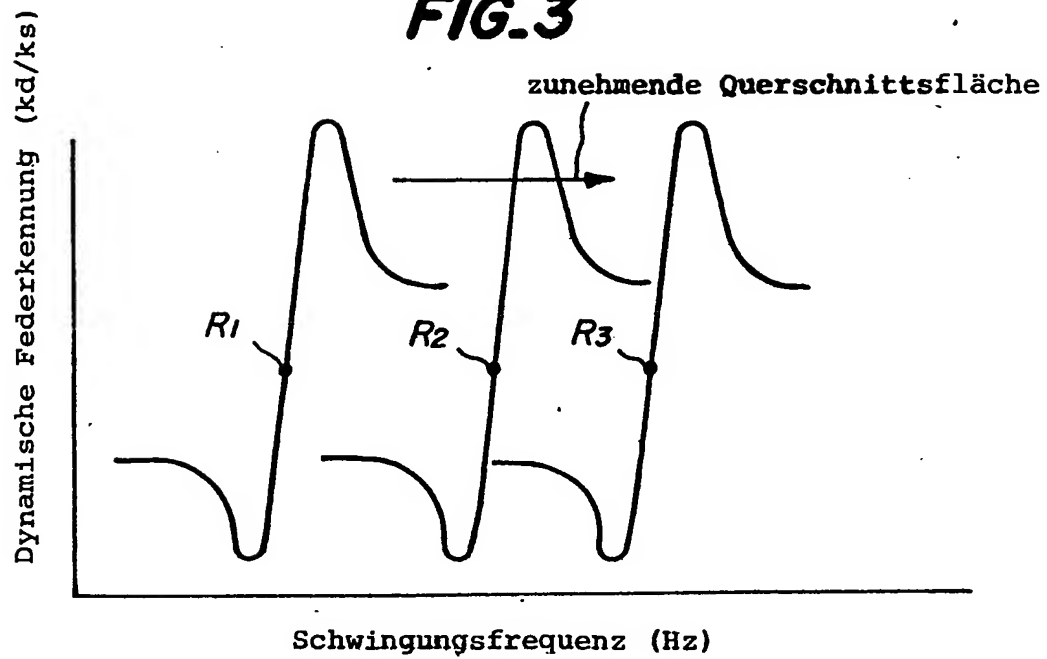
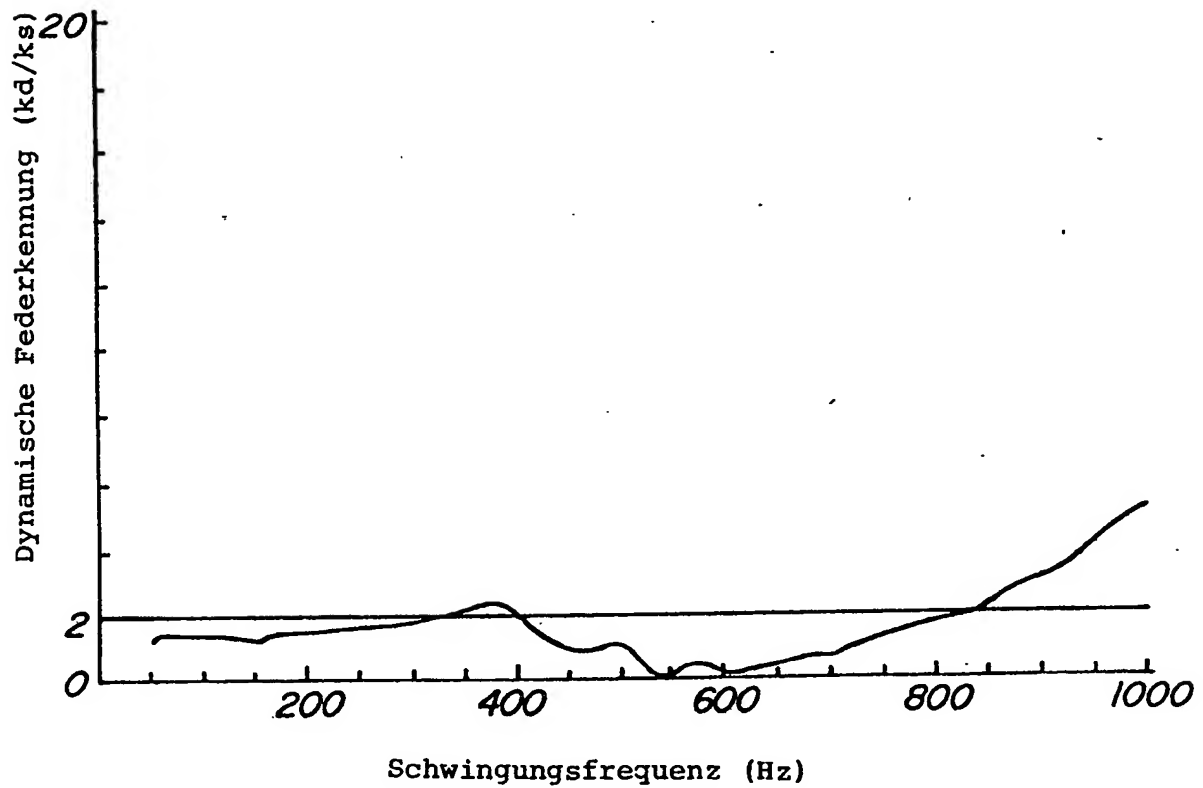
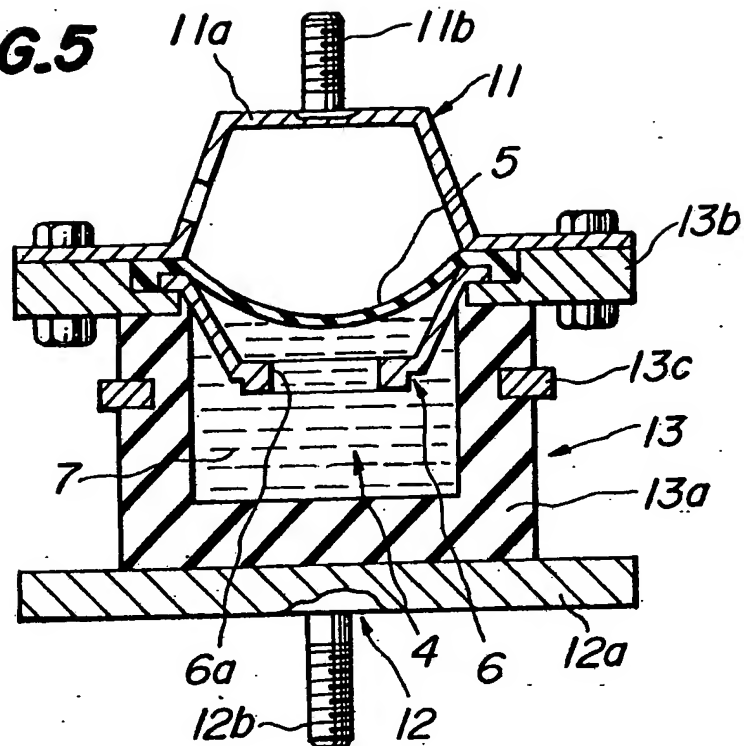
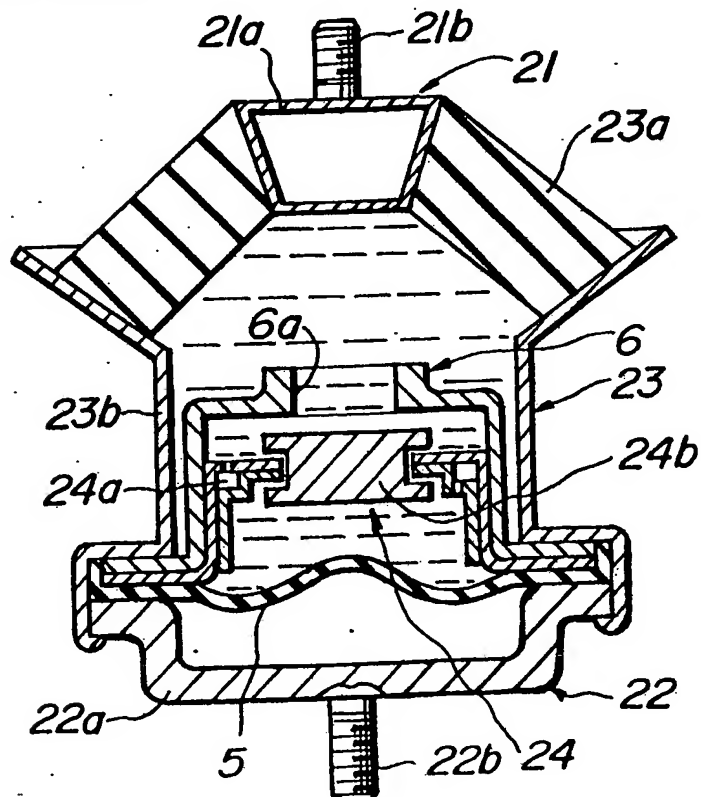
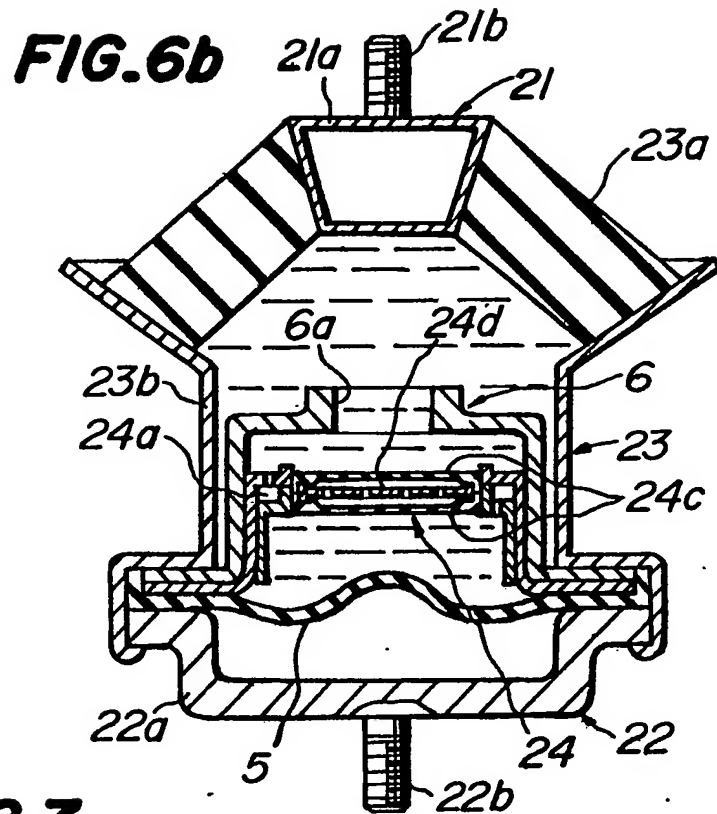
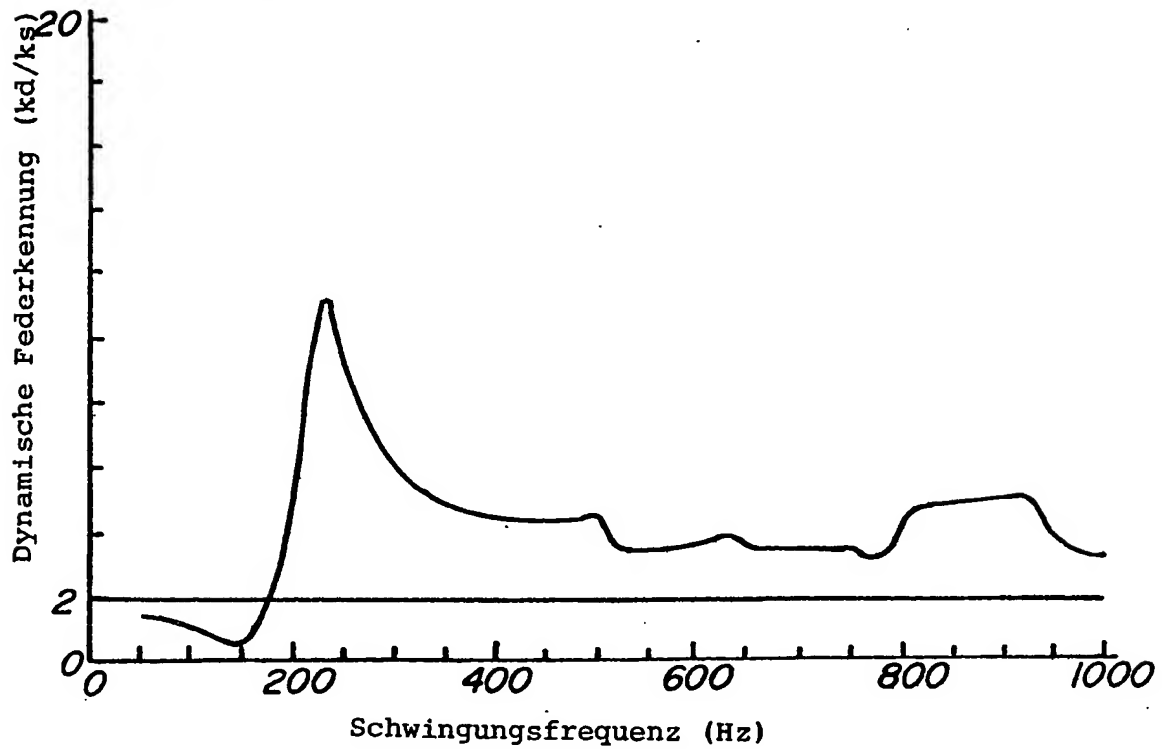
FIG. 3**FIG. 4**

FIG.5**FIG.6a**

ORIGINAL INSPECTED

**FIG. 7**

Stand der Technik



PUB-NO: DE003712656A1
DOCUMENT-IDENTIFIER: DE 3712656 A1
TITLE: Vibration damper
PUBN-DATE: November 12, 1987

INVENTOR-INFORMATION:

NAME	COUNTRY
KOJIMA, HIROSHI	JP

ASSIGNEE-INFORMATION:

NAME	COUNTRY
BRIDGESTONE CORP	JP

APPL-NO: DE03712656

APPL-DATE: April 14, 1987

PRIORITY-DATA: JP08834086A (April 18, 1986)

INT-CL (IPC): F16F013/00

EUR-CL (EPC): F16F013/10

US-CL-CURRENT: 180/300, 248/562 , 267/140.13 , 267/219

ABSTRACT:

CHG DATE=19990617 STATUS=O> A vibration damper has a housing in two parts
(1, 2), an elastic block (3) connected to it in a fluid-tight manner, a
flexible diaphragm (5) which contributes to the formation of a closed chamber
(4), a dividing wall (6) which, in the closed chamber (4), has a neck-shaped
portion, and a fluid (7) introduced into the closed chamber (4).
This
vibration damper is capable of absorbing vibrations of high frequency
and low
amplitude to an adequate extent by virtue of the fact that the
resonant

frequency possessed by an assembly consisting of the parts (1, 2) of the housing, the elastic block (3) and the diaphragm (5) before the introduction of the fluid (7) is chosen so as to be equal to the frequency at which the dynamic spring stiffness of the fluid (7) in a passage (6a) through the dividing wall (6) is as small as possible. <IMAGE>

**This Page is Inserted by IFW Indexing and Scanning
Operations and is not part of the Official Record**

BEST AVAILABLE IMAGES

Defective images within this document are accurate representations of the original documents submitted by the applicant.

Defects in the images include but are not limited to the items checked:

- ☐ BLACK BORDERS
- ☐ IMAGE CUT OFF AT TOP, BOTTOM OR SIDES
- ☐ FADED TEXT OR DRAWING
- ☐ BLURRED OR ILLEGIBLE TEXT OR DRAWING
- ☐ SKEWED/SLANTED IMAGES
- ☒ COLOR OR BLACK AND WHITE PHOTOGRAPHS
- ☐ GRAY SCALE DOCUMENTS
- ☐ LINES OR MARKS ON ORIGINAL DOCUMENT
- ☐ REFERENCE(S) OR EXHIBIT(S) SUBMITTED ARE POOR QUALITY
- ☐ OTHER: _____

IMAGES ARE BEST AVAILABLE COPY.

As rescanning these documents will not correct the image problems checked, please do not report these problems to the IFW Image Problem Mailbox.